

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-補-027-10-64 改 02
提出年月日	2022年12月15日

主排気ダクトの座屈評価で用いる係数の  
設定根拠についての説明書

2022年12月

中国電力株式会社

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

## 目 次

1. はじめに .....	1
2. 矩形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数 ( $K_S$ ) の設定根拠について .....	1
3. 円形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数 ( $K_R$ ) の設定根拠について .....	2
4. ダクトの剛性について .....	4
5. 手法1, 2による断面二次モーメントとの比較 .....	6
6. 手法1, 2による許容座屈曲げモーメントとの比較 .....	6
7. 引用文献 .....	7

1. はじめに

主排気ダクトの耐震計算においては、手法3（VI-2-1-13「ダクト及び支持構造物の耐震計算書について」）を用い、ダクトの発生曲げモーメントが許容座屈曲げモーメントを満足するものとしている。

本資料は、矩形ダクト及び円形ダクトの許容座屈曲げモーメントの評価の際に用いる以下の係数の設定根拠、並びに断面二次モーメント及び許容座屈曲げモーメントの算出式の妥当性について、補足説明するものである。

矩形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数（ $K_s$ ）（= )

円形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数（ $K_R$ ）（= )

なお、本資料が関連する図書は以下のとおり。

- ・ VI-2-1-13「ダクト及び支持構造物の耐震計算書について」
- ・ VI-2-11-2-7-13「主排気ダクトの耐震性についての計算書」

2. 矩形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数（ $K_s$ ）の設定根拠について

矩形ダクトの許容座屈モーメントは以下に示すとおりである。

本式は、鶴戸口の式<sup>(1)</sup>を基に安全裕度を考慮して定めたものである。

$$M = K_s \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_y}{1 - \nu^2}} \cdot b \cdot t^2$$

ここで、記号は以下のとおりである。

$M$  : 許容座屈曲げモーメント (kN・m)

$K_s$  : 矩形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数 () (-)

$E$  : 縦弾性係数 (MPa)

$S_y$  : 設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表8に定める値 (MPa)

$\nu$  : ポアソン比 (-)

$b$  : 矩形ダクトの短辺長 (mm)

$t$  : ダクト板厚 (mm)

本式の $K_s$ は  であり、導出過程は以下に示すとおりである。

矩形ダクトの最大座屈モーメントは、メーカーにて実施した曲げ試験の結果に基づき以下の式で算出できる<sup>(2)</sup>。

$$\text{} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_y}{1 - \nu^2}} \cdot b \cdot t^2$$

矩形ダクトの座屈モーメント式の安全率として、クラスMC容器の地震時の座屈評価に対する安全率 1.5 を準用すると以下の式となる。

$$\frac{1}{1.5} \cdot \boxed{\phantom{000}} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_y}{1 - \nu^2}} \cdot b \cdot t^2 = \boxed{\phantom{000}} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_y}{1 - \nu^2}} \cdot b \cdot t^2$$

上記より、 $K_s = \boxed{\phantom{000}}$ となる。

3. 円形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数 ( $K_R$ ) の設定根拠について  
円形ダクトの許容座屈曲げモーメントは以下に示すとおりである。

$$M = K_R \cdot \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{D}{2} \cdot t^2$$

ここで、記号は以下のとおりである。

- M : 許容座屈曲げモーメント (kN・m)
- $K_R$  : 円形ダクトの許容座屈曲げモーメント係数 ( $\boxed{\phantom{000}}$ ) (—)
- E : 縦弾性係数 (MPa)
- $\nu$  : ポアソン比 (MPa)
- D : 円形ダクト口径 (mm)
- t : ダクト板厚 (mm)

円形ダクトの許容座屈曲げモーメントは、円筒かくの屈服座屈の式<sup>(3)</sup>を基に安全裕度を考慮して定めたものである。なお、基にする式は、手法 1, 2 と同様である。

本式は、下記に示す機械工学便覧の薄肉円筒かくの座屈における曲げモーメントの最大値より設定している。

$$M = \frac{\beta}{S_R} \cdot \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot R \cdot t^2$$

ここで、記号は以下のとおりである。

- $\beta$  : 円筒かくの屈服座屈における曲げモーメントの係数  
理論値 : 0.99  
実験値 : 平均値1.14 最小値0.72
- $S_R$  : メーカーにて設定した安全率
- R : 円形ダクト半径 (mm)

Rは円形ダクト半径であるため、円形ダクト口径Dに書き直すと以下のとおりである。

$$M = \frac{\beta}{S_R} \cdot \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{D}{2} \cdot t^2$$

$\beta$ は実験値の最小値 0.72 を用い、メーカーにて設定した安全率 ( $S_R = \boxed{\phantom{000}}^*$ ) を考慮している。 $\beta$ と $S_R$ を考慮すると以下の式となる。

$$M = \square \cdot \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{D}{2} \cdot t^2$$

上記より、 $K_R = \square$ となる。

注記\*：メーカーにて実施した曲げ試験や施工実績に基づき、設定している。

なお、座屈応力の設計式によると、安全率  $S_R$  は以下の式で定義される<sup>(4)</sup>。

$$S_R = \frac{3}{2} + \frac{2}{3} \cdot \left( \frac{\lambda'}{\Lambda} \right)^2$$

ここで主排気ダクトにおける  $\lambda'$  及び  $\Lambda$  は以下のとおりである。

$\lambda'$ ：相当細長比 (= 25.8) (—)

$\Lambda$ ：オイラー式との境界の細長比 (= 119.9) (—)

以上より  $S_R$  は 1.53 となるため、3次元はりモデルでの主排気ダクト及び支持構造物の連成評価で  $S_R$  を  $\square$  として設定することは妥当である。

#### 4. ダクトの剛性について

主排気ダクトは、一般的な配管と比較して薄肉であるため、断面変形等による剛性の低下が想定される。矩形ダクトについては、断面二次モーメントの算出において、ウェブ及びフランジの有効幅を考慮することで、実際の寸法から算出した場合よりも剛性が低下することを考慮している。円形ダクトについては、円管の断面二次モーメントの算出式をそのまま使用していることから、一般的な円管と比較して剛性の低下がないことを確認する。

剛性の低下を表す係数であるフレキシビリティファクター<sup>(5)</sup>について、一般的な配管と比べて薄肉である主排気ダクト（円形部）において、配管の直管部に適用される1.0を用いることの妥当性を解析により確認する。

両端支持のほりに、ダクト設計の制限値としている許容座屈曲げモーメントを作用させたときの変位量（回転角）について、材料力学のほり理論から求めた値と3次元FEMモデルを使用した解析結果の比を求めることで、剛性の低下がないこと、すなわち、フレキシビリティファクターが1.0であることを確認する。評価条件及び評価結果を表1に示す。

表1に示すとおり、主排気ダクト（円形部）においては、剛性の低下は認められず、フレキシビリティファクターとして1.0を適用することは妥当である。これは直管の組合せであるえび状の曲管部においても同様であると考えられ、また、実際には、主排気ダクトは、曲管部も含め一定間隔で強め輪を取り付ける設計としており、解析結果よりもさらに剛性の低下が起こりにくい形状である。

表1 評価条件及び評価結果

仕様*		荷重	変位量(回転角)	フレキシビリティファクター
外径 (mm)	板厚 (mm)			
3818	9.0			

注記\*：φ2718×9.0tについてはφ3818×9.0tに比べ口径板厚比が小さく、剛性低下しにくい形状であるため省略している。

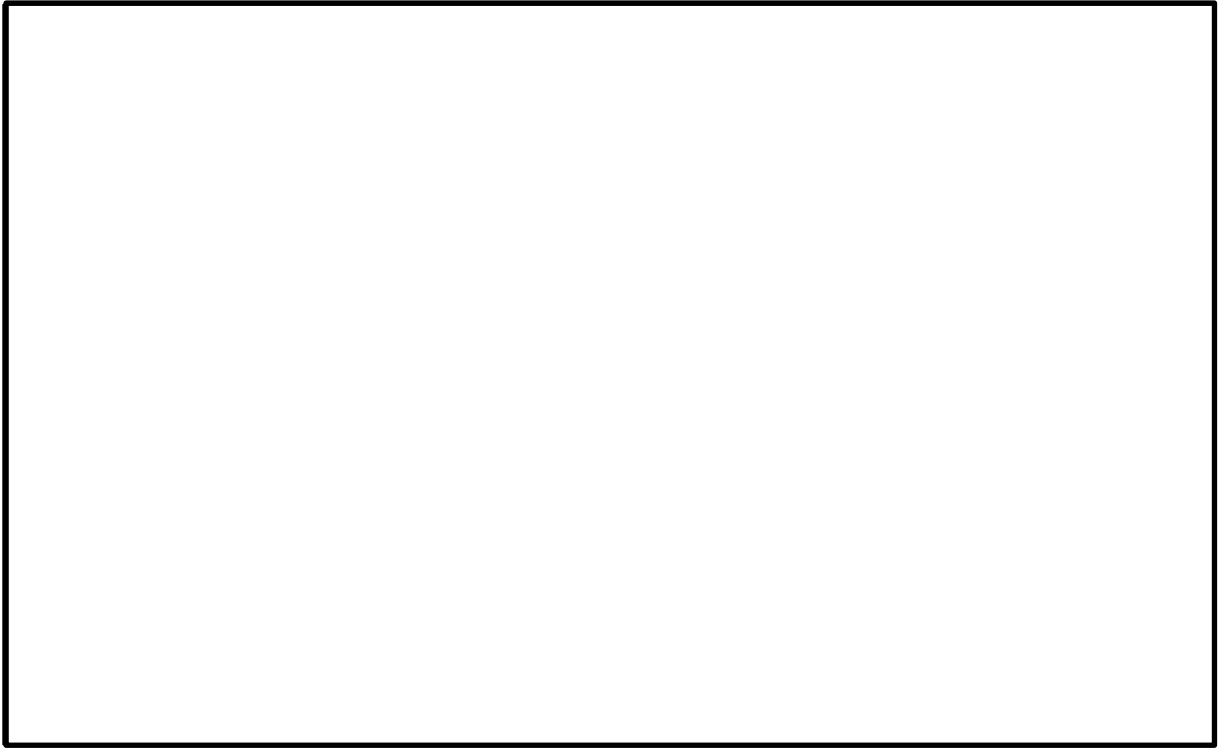


図1 解析結果

## 5. 手法1, 2による断面二次モーメントとの比較

手法1, 2における評価式を用いて算出した断面二次モーメントと、主排気ダクトの耐震計算に用いた断面二次モーメントの比較について、表2に示す。

表2に示すとおり、断面二次モーメントについては、手法1, 2と比較して同等からやや剛と言える。手法1, 2については、断面二次モーメントが柔側になるほうが安全側の評価となるため、柔側になるよう設定しているの、主排気ダクトの評価手法における断面二次モーメントは妥当な値と言える。

表2 手法1, 2による断面二次モーメントとの比較

設計項目	形状（主排気ダクト仕様）	主排気ダクトの耐震評価手法 (①)	手法1, 2による算出値 (②)	②/①
円形の断面二次モーメント ( $\times 10^{10} \text{mm}^4$ )	$\phi 3818 \times 9.0 \text{t}$			
	$\phi 2718 \times 9.0 \text{t}$			
矩形の断面二次モーメント ( $\times 10^{10} \text{mm}^4$ )	$5018 \times 2518 \times 9.0 \text{t}$ (弱軸)			

## 6. 手法1, 2による許容座屈曲げモーメントとの比較

手法1, 2における評価式を用いて算出した許容座屈曲げモーメントと、主排気ダクトの耐震計算に用いた許容座屈曲げモーメントの比較について、表3に示す。

表3に示すとおり、許容座屈曲げモーメントについては、手法1, 2と比較してほぼ同等から安全側の評価となっている。主排気ダクトの耐震評価に用いた許容座屈曲げモーメントについて、一部手法1, 2のほうが小さい値となるが、ダクト評価においては、適切な安全係数を用いて成立性を確認できているため、問題ない。

表3 手法1, 2による許容座屈曲げモーメントとの比較

設計項目	形状（主排気ダクト仕様）	主排気ダクトの耐震評価手法 (①)	手法1, 2による算出値 (②)	②/①
円形の許容座屈曲げモーメント ( $\times 10^3 \text{kN} \cdot \text{m}$ )	$\phi 3818 \times 9.0 \text{t}$			
	$\phi 2718 \times 9.0 \text{t}$			
矩形の許容座屈曲げモーメント ( $\times 10^3 \text{kN} \cdot \text{m}$ )	$5018 \times 2518 \times 9.0 \text{t}$			



## 7. 引用文献

- (1) 「薄肉長方形および箱形はりの座屈と強度」 (1963年8月日本機械学会 Journal of the J. S. M. E. Vol. 66, No. 535)
- (2) T. Kato, T. Nakatogawa, I. Ichihashi, M. Takenaka and T. Nomura, Limit Strength of Rectangular Air Ventilation Ducts Under-Seismic Design Condition, 10th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology(1989)
- (3) 「新版機械工学便覧」 (1987年4月 日本機械学会編) A4-7. 5. 3a. iv項
- (4) 「新版機械工学便覧」 (1984年6月 日本機械学会編) A4-4. 2. 2c項
- (5) 発電用原子力設備規格 (設計・建設規格 (2005年版 (2007年追補版含む。)) ) J S M E S N C 1 -2005/2007) PPB-3860